Journal of Agricultural Machinery
Vol. 9, No. 2, Fall - Winter 2019, p. 439-453

نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد ۹، شماره ۲، نیمسال دوم ۱۳۹۸، ص ۴۵۳-۴۳۹

تحلیل انرژی و اکسرژی سامانه‌ی گرمایش گلخانه مجهز به متمرکزکننده‌ی سهموی خطی و جمع‌کننده‌ی صفحه-تخت خورشیدی

ابوالفضل ضیاءالدینی[1]- حمید مرتضی پور[2]*- محسن شمسی[3]- امیر صرافی[4]

تاریخ دریافت: ۱۳۹۶/۰۴/۰۱
تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۹/۱۱

چکیده

تغییرات درجه حرارت به‌طور قابل ملاحظه‌ای بر کیفیت و کمیت محصول تولید شده در گلخانه اثر می‌گذارد. از این رو، یکی از مهمترین نیازهای کشت گلخانه‌ای در فصل‌های سرد، سامانه‌ی تأمین حرارت است. در تحقیق حاضر، یک سامانه‌ی ترکیبی گرمایش خورشیدی برای گلخانه، به‌صورت تئوری و تجربی، مورد بررسی قرار گرفت. سامانه‌ی مورد نظر دارای یک متمرکزکننده‌ی سهموی خطی، یک جمع‌کننده‌ی صفحه تخت خورشیدی و مخزن ذخیره حرارت بود. جمع‌کننده‌ی صفحه تخت در داخل گلخانه نصب شد تا در شب نقش تبادل حرارت ذخیره شده در مخزن، با محیط گلخانه را برعهده داشته باشد. تحلیل انرژی و اکسرژی سامانه انجام و معادلات به‌دست‌آمده با استفاده از داده‌های تجربی اعتبارسنجی شدند. نتایج تحقیق نشان داد که با توجه به معیارهای آماری ضریب همبستگی و ریشه‌ی میانگین مربعات خطا، داده‌های نظری با دقت قابل قبولی نتایج تجربی را پیش‌بینی کردند. افزایش دبی سیال عبوری در متمرکزکننده موجب افزایش دمای خروجی آن و کاهش دمای خروجی جمع‌کننده‌ی صفحه تخت شد. بیشترین بازده اکسرژی متمرکزکننده و جمع‌کننده‌ی صفحه تخت، به‌ترتیب در دبی‌های ۱/۵ و ۰/۵ کیلوگرم بر دقیقه به‌دست آمدند. در مجموع، بالاترین مقدار ذخیره انرژی در مخزن، در دبی سیال عبوری ۰/۵ کیلوگرم بر دقیقه مشاهده گردید. بنابراین، استفاده از این دبی جریان در متمرکزکننده، برای کار با سامانه‌ی مورد نظر، پیشنهاد گردید.

واژه‌های کلیدی: اعتبارسنجی، انتقال حرارت، بازده اکسرژی، ذخیره انرژی، متمرکزکننده‌ی سهموی خورشیدی

مقدمه

امروزه تقاضا برای انواع محصولات کشاورزی در خارج از فصل، بسیار زیاد شده است. بنابراین، کشاورزان به تولید محصول با استفاده از گلخانه‌ها رو آورده‌اند. در گلخانه، کنترل درجه حرارت در طول شبانه‌روز بر اساس نوع کشت، بسیار اهمیت دارد. به همین دلیل، برای گرم کردن یک گلخانه نیاز به سامانه‌های گرمایشی می‌باشد. در حال حاضر، تأمین انرژی در گلخانه با استفاده از سوخت‌های فسیلی، که دارای منابع رو به پایان و از نظر زیست‌محیطی بسیار مضر هستند، انجام می‌گیرد. بررسی جریان مصرف انرژی در ایران نشان می‌دهد که تولید و انتشار گازهای آلاینده و گلخانه‌ای در بخش کشاورزی بسیار قابل ملاحظه است. به‌طوری‌که در سال ۱۳۹۲ این مقدار به بیش از ۱۳ هزار تن رسید و بر اساس برآوردهای انجام شده، مقدار صرفه‌جویی اقتصادی در صورت عدم انتشار این گازها، فقط در بخش کشاورزی، ۳۹۳۷ میلیارد ریال می‌باشد (SABA, 2013). عامل‌های متفاوتی باید برای انتخاب سامانه‌ی گرمایش گلخانه درنظر گرفت که در این خصوص می‌توان به پوشش (Bot *et al.*, 2005; Tiwari, 2003)، نوع محصول، شرایط آب و هوایی (Santamouris *et al.*, 1994) و غیره اشاره کرد. به‌علاوه، به جای سوخت‌های فسیلی، منابع مختلف انرژی‌های تجدیدپذیر هم‌چون انرژی زمین‌گرمایی (Ghosal and Tiwari, 2004)، خورشید (Mehrpooya *et al.*, 2015) و انرژی زیست‌توده (Chau *et al.*, 2009) می‌توانند در گرمایش گلخانه‌ها مورد استفاده قرار گیرند.

تاکنون پژوهش‌گران متعددی اقدام به استفاده از سامانه‌های گرمایش خورشیدی برای تأمین حرارت مورد نیاز گلخانه در سراسر دنیا کرده‌اند. در پژوهشی که سال ۲۰۱۴ در تونس صورت گرفت، از یک گردآورنده‌ی حرارتی خورشیدی تخت در داخل گلخانه استفاده

۱- دانش‌آموخته کارشناسی ارشد بخش مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان، ایران
۲- استادیار بخش مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان، ایران
۳- دانشیار بخش مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان، ایران
۴- دانشیار بخش مهندسی شیمی، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان، ایران
(*- نویسنده مسئول: (Email: h.mortezapour@uk.ac.ir
DOI: 10.22067/jam.v9i2.65174

گردید. این سامانه در طول روز گرمای دریافت شده را با مواد تغییر فازدهنده، در یک منبع ذخیره و در شب از آن برای گرمایش گلخانه استفاده می‌کرد (Bouadila *et al.*, 2014). جمعی از محققین عملکرد یک سامانه‌ی تجدیدپذیر گرمایش ترکیبی برای گلخانه را بررسی کردند، در این سامانه، از پنل‌های فتوولتائیک برای تولید برق و ذخیره‌ی آن به منظور راه‌اندازی پمپ زمین گرمایی در طول شب استفاده گردید (Anifantis *et al.*, 2017). گروهی دیگر از پژوهشگران توانایی یک مدل حرارتی سامانه‌ی خورشیدی آبی برای گرمایش گلخانه را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها گزارش کردند که سامانه‌ی پیشنهادی هزینه‌های گرمایش برای یک گلخانه ۱۰۰۰ مترمکعبی، در ماه آوریل را تا ۸۱/۵ ٪ کاهش می‌دهد (Attar and Farhat, 2015). در پژوهشی دیگر، در سال ۲۰۰۹، عملکرد سامانه ذخیره‌سازی حرارتی با مواد تغییر فازدهنده برای جمع‌کننده خورشیدی، در گرمایش گلخانه را تجزیه و تحلیل کردند. آن‌ها با این سامانه توانستند اختلاف دمای ۶ تا ۹ درجه‌ای بین داخل و خارج گلخانه ایجاد کنند (Benli and Durmuş, 2009). در تحقیقی، یک سامانه‌ی جدید گرمایش گلخانه مجهز به متمرکزکننده‌ی سهموی خطی خورشیدی و مبدل حرارتی دو منظوره ارائه و عملکرد آن به صورت تجربی مورد بررسی قرار گرفت. مبدل حرارتی به‌کار رفته در تحقیق، شامل یک جمع‌کننده‌ی صفحه تخت خورشیدی تغییریافته بود که در داخل گلخانه نصب شد و در طول روز نقش تولیدکننده‌ی حرارت و در شب، به‌عنوان مبدل حرارت، وظیفه‌ی انتقال حرارت ذخیره شده به محیط گلخانه را بر عهده داشت. نتایج تحقیق نشان داد که استفاده از جمع‌کننده‌ی صفحه تخت در کنار متمرکزکننده‌ی خورشیدی در طول روز می‌تواند مصرف انرژی فسیلی گلخانه را حدود ۲۷ درصد کاهش دهد (Jafari *et al.*, 2017).

با توجه به نوع کاربرد وسایلی که از آن‌ها برای تبدیل انرژی و تولید قدرت استفاده می‌شود، مقدار کیفیت انرژی یا همان اکسرژی بسیار اهمیت دارد (Kahrobaian and Malekmohammadi, 2013). تحلیل اکسرژی ابزاری مفید برای ظاهر کردن تفاوت بین تلفات اکسرژی با یک فرآیند برگشت‌پذیر می‌باشد (Utlu and Hepbasli, 2007). این تحلیل، روشی مناسب برای تشخیص کارکرد اجزای فرآیند و مهم‌ترین هدف در تحلیل اکسرژی تعیین انرژی مورد استفاده و تلف شده است (Alpuche *et al.*, 2005). در پژوهشی، بررسی و مقایسه اکسرژی گلخانه‌های مجهز به سامانه‌های گرمایشی با منابع مختلف سوختی، شامل: انرژی زمین‌گرمایی و پمپ حرارتی، زیست‌توده چوب و گاز طبیعی انجام گرفت (Hepbasli, 2012). در تحقیقی تجزیه و تحلیل انرژی و اکسرژی در یک گلخانه خورشیدی فتوولتائیک-گرمایی مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به نتایج به‌دست آمده، اکسرژی سالیانه‌ی ورودی به گلخانه ۲۱۲۹۱ کیلووات ساعت محاسبه شد و از سال ۲۰۰۶ تا ۲۰۰۷ خروجی اکسرژی کل گلخانه ۷۲۸/۸ کیلووات ساعت بود (Nayak and Tiwari, 2008).

در پژوهش حاضر، به منظور تحلیل رفتار اجزای مختلف و درک بهتر عوامل مؤثر بر عملکرد سامانه‌ی گرمایش خورشیدی پیشنهاد شده در تحقیق Jafari و همکاران (۲۰۱۷)، تحلیل انرژی و اکسرژی آن مورد نظر قرار گرفت. مطالعات اولیه نشان‌دهنده‌ی آن است که با وجود پژوهش‌های زیادی که در خصوص استفاده از سامانه‌های خورشیدی در گرمایش و سرمایش گلخانه‌ها صورت پذیرفته است، گزارش‌های چندانی در مورد استفاده از متمرکزکننده‌ی خورشیدی به‌صورت ترکیبی با جمع‌کننده‌ی صفحه تخت، در گرمایش گلخانه و تحلیل انرژی و اکسرژی آن در پژوهش‌های پیشین وجود ندارد.

مواد و روش‌ها

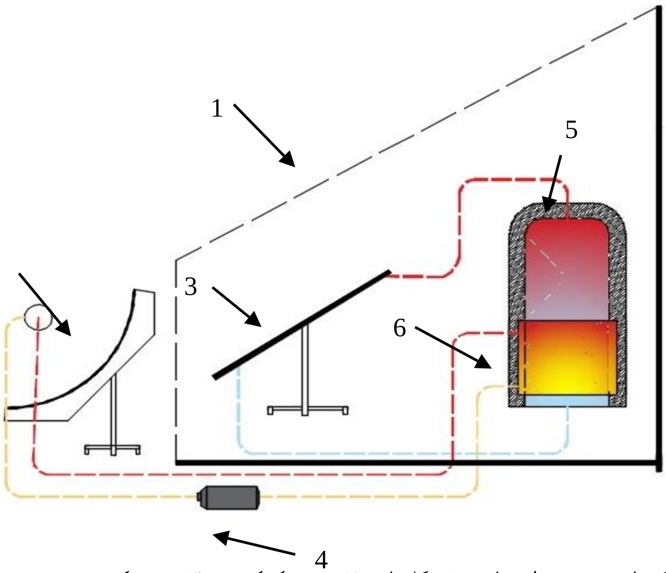
مشخصات سامانه‌ی گرمایش مورد استفاده

در شکل ۱ طرحواره‌ای از سامانه‌ی گرمایش مجهز به متمرکزکننده‌ی سهموی خطی و جمع‌کننده‌ی صفحه-تخت خورشیدی، نشان داده شده است. طراحی، ساخت و ارزیابی تجربی این سامانه در تحقیقی به‌وسیله‌ی Jafari و همکاران ارائه شد (Jafari *et al.*, 2017). سامانه‌ی گرمایش خورشیدی گلخانه، شامل متمرکزکننده‌ی سهموی خطی[1]، جمع‌کننده‌ی صفحه تخت[2]، مخزن ذخیره آب گرم و یک پمپ آب می‌باشد. متمرکزکننده‌ی سهموی خطی موجود دارای یک ورق استیل براق به طول ۲ و عرض یک متر، به‌عنوان صفحه‌ی بازتاب‌کننده و مجموعه‌ی دریافت‌کننده شامل لوله خلاء با پوشش شیشه‌ای به قطر خارجی ۵۷/۶۵ میلی‌متر، لوله‌ی جاذب از جنس مس با قطر ۴۴ میلی‌متر و طول ۱/۶۶ متر بود. جمع‌کننده‌ی صفحه تخت مورد استفاده با ابعاد ۲ در ۰/۹۵ متر، از صفحه‌ی جاذب آلومینیومی، شبکه لوله‌ای مسی با قطر ۱۰ میلی‌متر و فاصله‌ی لوله‌های ۷ سانتی متر ساخته شد. جمع‌کننده، از پشت و لبه‌ها به‌طور کامل عایق گردید. از آنجا که قرار بود از این جمع‌کننده، در طول روز برای گردآوری نور خورشید و کمک به تولید حرارت در سامانه‌ی گرمایش و در طول شب، به‌عنوان مبدل حرارتی، برای انتقال حرارت ذخیره شده در مخزن به فضای داخل گلخانه استفاده شود؛ هیچ پوشش شفافی بر روی صفحه‌ی جاذب در جمع‌کننده قرار نگرفت. مخزن به‌کار رفته در سامانه‌ی گرمایش پیشنهادی، دو جداره با ارتفاع ۱۴۰ سانتی‌متر، قطر خارجی ۶۳/۶۹ سانتی‌متر، دارای ظرفیت ذخیره‌سازی ۲۰۰ لیتر بود که در اطراف آن فضایی به حجم ۲۵ لیتر به‌عنوان مبدل حرارتی برای تبادل حرارت سیال گرم عبوری از متمرکزکننده و آب ذخیره شده در داخل مخزن تعبیه گردید. به این

1- Parabolic Trough Concentrator (PTC)
2- Flat Plate Collector (FPC)

ترتیب، جریان گرم عبوری از متمرکزکننده و آب ذخیره شده در مخزن بزرگ مرکزی، با یکدیگر مخلوط نمی‌شدند. دیواره‌ی خارجی مخزن با پونولیت فشرده به ضخامت ۵ سانتی‌متر عایق شد. جریان سیال حامل حرارت در داخل متمرکزکننده‌ی خورشیدی به‌صورت اجباری و توسط پمپ گریز از مرکز (مدل UPS 15-60 ساخت شرکت GRUNDFOS در کشور آلمان) انجام می‌شد. در این پمپ امکان تنظیم دبی سیال عبوری با تغییر سرعت دورانی آن وجود دارد. جزئیات بیشتر در خصوص مشخصات فنی سامانه گرمایش خورشیدی مورد نظر، در تحقیق Jafari و همکاران (۲۰۱۷) آورده شده است.

سامانه گرمایش مورد بررسی، در طول روز، حرارت تولید شده در متمرکزکننده را، به‌وسیله‌ی سیال حامل به مخزن ذخیره حرارت منتقل و موجب افزایش دمای آب داخل آن می‌شود. در شب، هنگامی که دمای داخل گلخانه افت می‌کند، آب ذخیره شده در داخل مخزن، با جریان در داخل جمع‌کننده‌ی صفحه تخت خورشیدی، حرارت ذخیره شده را به فضای داخل گلخانه منتقل می‌نماید. جریان آب در این فرآیند، به‌صورت طبیعی و به دلیل کاهش دما و در نتیجه افزایش چگالی آن در داخل جمع‌کننده است. علاوه بر این، در طول روز، با جذب تابش خورشید در سطح صفحه‌ی جاذب و افزایش دمای آن، جریان آب داخل جمع‌کننده برعکس شده و گرما از آن به مخزن انتقال می‌یابد. به عبارت دیگر می‌توان گفت که جمع‌کننده‌ی صفحه تخت در روز موجب تولید حرارت و ذخیره آن در مخزن و در شب باعث انتقال حرارت ذخیره شده به داخل گلخانه می‌گردد.



شکل ۱– طرح‌واره‌ای از سامانه گرمایشی مورد استفاده: ۱– گلخانه، ۲– متمرکزکننده، ۳– جمع‌کننده‌ی صفحه تخت، ۴– پمپ، ۵– مخزن، ۶– مبدل حرارتی

Fig.1. Schematic of the greenhouse heating system: 1- Greenhouse, 2- Parabolic trough collector, 3- Flat-plate collector, 4- Pump, 5- Tank, 6- Heat exchanger

تحلیل انرژی و اکسرژی سامانه‌ی گرمایش خورشیدی گلخانه

برای مدل‌سازی سامانه‌ی مورد بررسی، فرض‌های زیر در نظر گرفته شدند (Bahrehmand *et al.*, 2015; Esen and Yuksel, 2013; Karsli, 2007):

۱– سامانه از لحاظ حرارتی در حالت پایا در نظر گرفته شد، ۲– از افت فشار در داخل لوله‌ها چشم‌پوشی گردید، ۳– از حرارت تولید شده توسط پمپ جریان صرف‌نظر شد، ۴– دمای محیط اطراف به‌عنوان دمای آسمان لحاظ گردید، ۵– فرض شد دمای سیال تنها در جهت جریان تغییر می‌کند، ۶– انتقال حرارت از طریق پوشش شیشه‌ای و لوله جاذب در متمرکزکننده، تنها در جهت عمود بر جریان فرض گردید، ۷– انتقال حرارت در جمع‌کننده‌ی صفحه–تخت، از طریق صفحه‌ی جاذب و عایق، در یک جهت و عمود بر جهت جریان سیال مد نظر قرار گرفت و ۸– از تلفات حرارتی مخزن صرف‌نظر شد.

تحلیل انرژی سامانه گرمایش خورشیدی

حرارت مفید در متمرکزکننده‌ی سهموی خطی بر حسب وات از رابطه (۱) قابل محاسبه است (Kalogirou, 2013):

$$Q_{u.ptc} = F_{R,ptc}[SA_a - A_r U_{l,ptc}(T_{i,ptc} - T_a)] \quad (۱)$$

در این رابطه، T_a و $T_{i,ptc}$، به‌ترتیب دماهای محیط و سیال ورودی به متمرکزکننده (°C)، A_a و A_r به‌ترتیب مساحت دهانه متمرکزکننده بدون سایه لوله دریافت‌کننده و مساحت لوله جاذب (m^2)

و S شدت تابش جذب شده توسط دریافت‌کننده ($W.m^{-2}$) هستند. همچنین $F_{R,ptc}$ ضریب برداشت حرارت در دریافت‌کننده، $U_{l,ptc}$ ضریب کلی اتلاف حرارت دریافت‌کننده ($W.m^{-2}.K^{-1}$) می‌باشند که با استفاده از رابطه‌های (۲) و (۳) محاسبه شدند (Farahat *et al.*, 2009; Kalogirou *et al.*, 2016; Shrivastava *et al.*, 2017):

$$F_{R,ptc}=\frac{\dot{m}C_p[1-exp\left(-\frac{F'_{ptc}U_{l,ptc}A_r}{\dot{m}C_p}\right)]}{U_{l,ptc}A_r} \quad (۲)$$

$$U_{l,ptc}=[\frac{A_r}{(h_{wp}+h_{r,c-a})A_a}+\frac{1}{h_{r,r-c}}]^{-1} \quad (۳)$$

در رابطه‌ی (۲)، $\dot{m}$ دبی جرمی جریان ($kg.s^{-1}$)، C_p ظرفیت حرارتی ($J.kg^{-1}.^{o}C^{-1}$) و F'_{ptc} ضریب بازده متمرکزکننده (اعشاری)، در رابطه‌ی (۳) h_{wp} ضریب انتقال حرارت همرفت باد در اطراف متمرکزکننده ($W.m^{-2}.K^{-1}$)، $h_{r,c-a}$ ضریب انتقال حرارت تشعشعی از پوشش شیشه‌ای به هوا ($W.m^{-2}.K^{-1}$) و $h_{r,r-c}$ ضریب انتقال حرارت لوله جاذب به پوشش شیشه‌ای ($W.m^{-2}.K^{-1}$) در نظر گرفته شدند.

بنابراین، دمای خروجی متمرکزکننده با استفاده از رابطه‌ی (۴) محاسبه گردید (Joudi and Farhan, 2014):

$$T_{o,PTC}=\frac{Q_{u,PTC}}{\dot{m}C_p}+T_{i,ptc} \quad (۴)$$

حرارت تولیدشده در جمع‌کننده‌ی صفحه- تخت را می‌توان از رابطه‌ی (۵) به‌دست آورد (Ge *et al.*, 2014; Kalogirou, 2013):

$$Q_{u,coll}=F_{R,coll}A_c[G(\tau\alpha)-U_{l,coll}(T_{i,coll}-T_{gh})] \quad (۵)$$

که در آن:

$$F_{R,coll}=\frac{\dot{m}_wC_p}{U_{l,coll}A_c}[1-exp\left(-\frac{F'_{coll}U_{l,coll}A_c}{\dot{m}C_p}\right)] \quad (۶)$$

در رابطه‌ی (۵)، $T_{i,coll}$ دمای ورودی جمع‌کننده (^{o}C)، T_{gh} دمای محیط گلخانه (^{o}C)، A_c مساحت سطح جمع‌کننده (m^2) و در رابطه (۶)، $\dot{m}_w$ دبی جرمی آب درحال حرکت در داخل جمع‌کننده ($kg.s^{-1}$) است.

از آنجایی که این سامانه به‌صورت جابه‌جایی طبیعی عمل می‌کند، برای تعیین نوع جریان و محاسبه‌ی عدد نوسلت آن در داخل لوله‌های جمع‌کننده ($Nu_{i,coll}$) می‌توان از عدد رایلی (Ra) استفاد نمود که با رابطه‌ی (۷) تعیین می‌گردد (Bergman, 2012):

$$Ra=\frac{gcos(\theta)\beta(T_{s,coll}-T_{gh})L^3}{\vartheta\alpha} \quad (۷)$$

که در این رابطه $T_{s,coll}$ دمای سطح جمع‌کننده (K)، θ زاویه‌ی جمع‌کننده نسبت به افق (درجه) و L طول مشخصه‌ی جمع‌کننده (m) می‌باشد.

برای محاسبه‌ی دبی جرمی جریان در جمع‌کننده‌ی صفحه-تخت از رابطه‌ی (۸) استفاده شد (Kalogirou, 2013).

$$\dot{m}_w=C^{\frac{1}{2}}\left[\frac{\rho_o\beta}{C_p\vartheta}F'_{coll}(G(\tau_{p,gh}\alpha_{coll})-U_{l,coll}(T_{s,coll}-T_{i,coll})\right]^{\frac{1}{2}} \quad (۸)$$

که در آن C ضریب هندسی می‌باشد و با رابطه‌ی (۹) محاسبه می‌شود.

$$C=\frac{gN\pi A_cD^4_{i,coll}(\frac{l_{coll}sin\varphi}{2}+H)}{128l_{coll}(1+\varphi)} \quad (۹)$$

که در آن $D_{i,coll}$، H و φ به‌ترتیب قطر داخلی لوله‌ها در جمع‌کننده (m)، ارتفاع مخزن (m) و شاخص هندسی مربوط به زاویه‌ی جمع‌کننده نسبت به افق می‌باشند. برای محاسبه φ از رابطه‌ی (۱۰) استفاده شد.

$$\varphi=N\frac{l_{coll}}{l_{h,coll}}(\frac{D_{i,coll}}{D_{h,coll}})^4 \quad (۱۰)$$

که در آن N، $D_{i,coll}$ و l_{coll} تعداد، قطر داخلی (m) و طول لوله‌های طولی (m)، $l_{h,coll}$ و $D_{h,coll}$ به‌ترتیب قطر و طول لوله‌های افقی دو انتهای جمع‌کننده برحسب متر هستند.

دمای خروجی جمع‌کننده، با توجه به گرمای مفید تولیدی در آن، با استفاده از رابطه‌ی (۱۱) محاسبه شد (Duffie and Beckman, 1974; Shrivastava *et al.*, 2017):

$$T_{o,coll}=\frac{Q_{u,coll}}{\dot{m}C_p}+T_{i,coll} \quad (۱۱)$$

میانگین آهنگ ذخیره حرارت در مخزن از رابطه‌ی (۱۲) به‌دست آمد (Bergman, 2012):

$$Q_{ut}=\frac{mC_p\Delta T_t}{\Delta t} \quad (۱۲)$$

که در این رابطه، m جرم آب داخل مخزن (kg)، ΔT_t تغییر دمای میانگین مخزن در فاصله‌ی زمانی Δt ثانیه است. گرمای ذخیره شده در مخزن به‌وسیله‌ی متمرکزکننده و جمع‌کننده تأمین می‌شود. به عبارت دیگر می‌توان گفت:

$$Q_{ut}=Q_{u,ptc}+Q_{u,coll}-Q_{l,tu} \quad (۱۳)$$

که در آن، $Q_{l,tu}$ تلفات حرارتی لوله‌های انتقال سیال (W) می‌باشند. برای محاسبه $Q_{l,tu}$ از رابطه‌ی (۱۴) استفاده شد (Bergman, 2012; Kalogirou, 2013):

$$Q_{l,tu}=\frac{T-T_a}{R_{t,tu}} \quad (۱۴)$$

در این رابطه‌ی R_{tu} مقاومت حرارتی کل لوله انتقال سیال ($K.W^{-1}$) است.

تحلیل اکسرژی سامانه گرمایش خورشیدی

برای تحلیل اکسرژی فرض‌های زیر در نظر گرفته شد (Bahrehmand *et al.*, 2015; Esen and Yuksel, 2013; Karsli, 2007):

۱- جریان در حجم کنترل پایا است، ۲- سیال تراکم‌پذیر فرض شد، ۳- از افت فشار درون لوله‌ها صرف‌نظر گردید، ۴- دبی‌های ورودی و خروجی به حجم کنترل برابر درنظر گرفته شد، ۵- از اختلاف فشار سیال در ورودی و خروجی با محیط چشم‌پوشی گردید و ۶- فرض شد در حالت پایا، اکسرژی ذخیره شد برابر صفر می‌باشد.

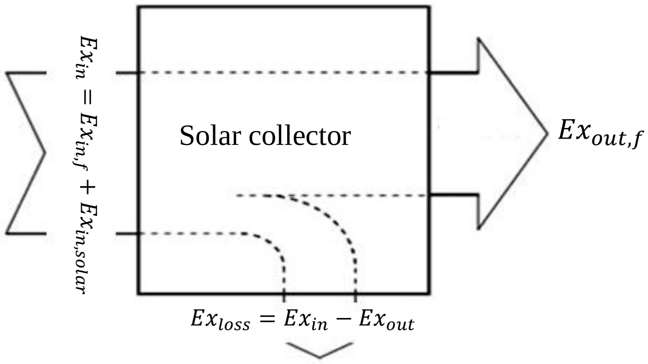
شکل ۲ جریان اکسرژی را در یک سامانه خورشیدی را نشان می‌دهد. به‌طور کلی، تلفات اکسرژی در حالت پایا به‌صورت رابطه (۱۵) تعریف می‌شود (Dincer and Rosen, 2012):

$$Ex_{loss} = Ex_{in} - Ex_{out} \quad (۱۵)$$

که در آن، Ex_{loss} تلفات اکسرژی، Ex_{out} و Ex_{in} به‌ترتیب اکسرژی‌های خروجی و ورودی (W) می‌باشند. اکسرژی ورودی در سامانه‌های خورشیدی از طریق اکسرژی ورودی جریان که به‌وسیله سیال حامل به حجم کنترل وارد می‌شود و انرژی تشعشعی خورشید تأمین می‌گردد. به عبارت دیگر می‌توان گفت:

$$Ex_{in} = Ex_{in,f} + Ex_{in,solar} \quad (۱۶)$$

که در این رابطه $Ex_{in,solar}$ اکسرژی ورودی تشعشع خورشید (W) و $Ex_{in,f}$ اکسرژی ورودی جریان سیال (W) هستند.



شکل ۲- نمای شماتیک از جریان اکسرژی در جمع‌کننده‌های خورشیدی

Fig.2. Schematic diagram of the exergy flow in solar collectors

خروجی اکسرژی در این سامانه، فقط مربوط به خروجی جریان می‌باشد. به‌طور کلی، اکسرژی جریان یک حجم کنترل در شرایط پایا از رابطه‌ی (۱۷) قابل محاسبه است (Bahrehmand *et al.*, 2015; Dincer and Cengel, 2001):

$$Ex_f = \dot{m}C_p\left[(T - T_a) - T_a \ln\left(\frac{T}{T_a}\right)\right] \quad (۱۷)$$

که در آن T و T_a به‌ترتیب دماهای سیال (در ورودی یا خروجی) و محیط (K) می‌باشند. اکسرژی تشعشع خورشید از رابطه (۱۸) حاصل شد (Bahrehmand *et al.*, 2015; Dincer and Cengel, 2001; Dutta Gupta and Saha, 1990):

$$Ex_{solar} = \eta_o GA\left[1 - \frac{4}{3}\frac{T_a}{T_{sun}} + \frac{1}{3}\left(\frac{T_a}{T_{sun}}\right)^4\right] \quad (۱۸)$$

که در آن، عبارت داخل براکت به‌عنوان بازده پتلا[1] شناخته می‌شود. همچنین، A مساحت سطح جمع‌کننده (m^2)، η_o بازده نوری جمع‌کننده (اعشاری) و T_{sun} دمای سطح خورشید (حدود ۵۷۷۰ کلوین) هستند. در نهایت بازده اکسرژی در حالت کلی از رابطه (۱۹) به‌دست آمد.

$$\eta_{EX} = 1 - \frac{E_{loss}}{E_{in}} \quad (۱۹)$$

روش انجام آزمایش

به منظور اعتبارسنجی مدل‌های به‌دست آمده و ارزیابی عملکرد سامانه‌ی گرمایش، آزمایش‌های تجربی در بهمن ۱۳۹۴ در گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم دانشگاه شهید باهنر کرمان انجام گرفت. برای این منظور، از یک گلخانه‌ی یک‌طرفه با مساحت ۱۰ متر مربع، سازه‌ی فلزی و پوشش پلی‌کربنات با ضخامت ۱۰ میلی‌متر استفاده شد. آزمایش‌های تحقیق با استفاده از آب، به‌عنوان سیال عبوری از متمرکزکننده، در سه دبی ۰/۵، ۰/۷۵ و ۱/۵ کیلوگرم بر ثانیه انجام شدند. شکل ۳، گلخانه و تجهیزات سامانه‌ی گرمایش مورد بررسی را نشان می‌دهد. پارامترهایی که در هر آزمایش اندازه‌گیری شدند، شامل: دمای داخل گلخانه در سه نقطه، محیط بیرون گلخانه، ورودی و خروجی متمرکزکننده، مخزن در پنج عمق مختلف آن (۰، ۱۵، ۳۰، ۴۵ و ۶۰ سانتی متر)، سطح جمع‌کننده و شدت تابش خورشید در راستای عمود بر سطح متمرکزکننده بودند. برای اندازه‌گیری دما از حسگرهای دما مدل SMT 160 با دقت ۰/۷ درجه‌ی سلسیوس متصل به یک ترانسمیتر دما مدل TM-1323 (ساخت شرکت مهندسی تیکا در ایران) با دقت ۰/۷ درجه‌ی سلسیوس استفاده شد. شدت تابش خورشید بر سطح جمع‌کننده با استفاده از یک تابش‌سنج مدل TES 1333 (ساخت شرکت TES کشور تایوان) با دقت ۵ درصد اندازه‌گیری گردید. برای اندازه‌گیری تابش مستقیم خورشید، از مجموعه آذرسنج مدل CMP3 ساخت شرکت Kipp & Zonen در کشور هلند با دقتی بالاتر از ۵ درصد، مستقر در ایستگاه هواشناسی کرمان استفاده شد. برای تعیین و ثبت سرعت باد، از یک سرعت‌سنج پره‌ای (مدل BE816A، شرکت BESTONE) با دقت ۰/۱ متر بر ثانیه استفاده شد. آزمایش‌های

1- Petela

تجربی به مدت ۳ روز، از ساعت ۷:۳۰ صبح تا ۱۵:۳۰ عصر انجام شدند و داده‌های مورد نظر در هر آزمایش در فاصله‌های زمانی ۳۰ دقیقه‌ای ثبت گردیدند.



شکل ۳- تصویری از سامانه‌ی گرمایش خورشیدی مورد استفاده

Fig. 3. Photographs of the solar heating system

برای اعتبارسنجی نتایج حاصل از مدل‌سازی و مقایسه‌ی آن‌ها با داده‌های تجربی، از معیارهای آماری ضریب همبستگی (r) و ریشه میانگین مربع انحراف (e) استفاده شد. نحوه‌ی محاسبه‌ی این معیارهای آماری به‌صورت رابطه‌های (۲۰) تا (۲۲) می‌باشد (Mortezapour *et al.*, 2012; Taki *et al.*, 2017):

$$r = \frac{N\sum X_iY_i - (\sum X_i)\sum Y_i}{\sqrt{N\sum X_i^2 - (\sum X_i)^2}\sqrt{N\sum Y_i^2 - (\sum Y_i)^2}} \quad (۲۰)$$

$$e = \sqrt{\frac{\sum (e_i)^2}{N}} \quad (۲۱)$$

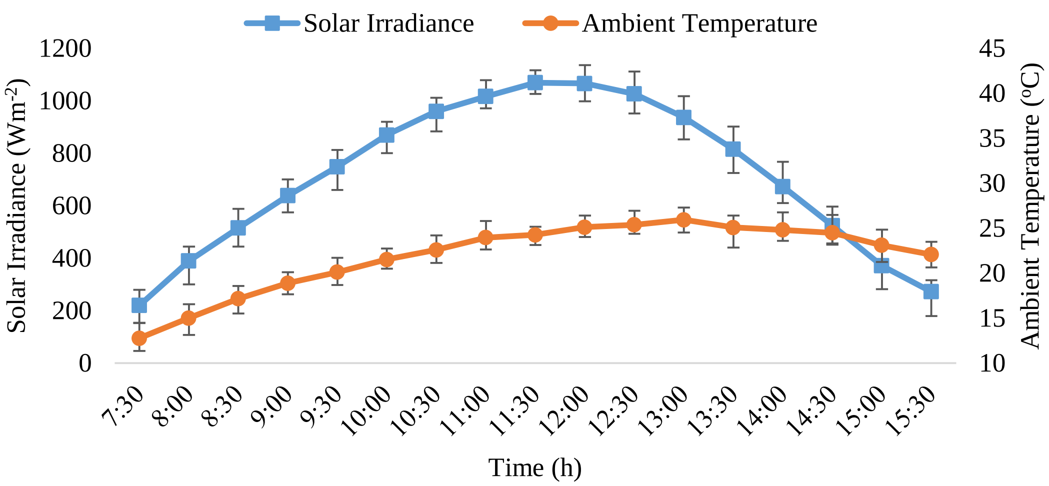
$$e_i = \frac{X_i - Y_i}{X_i} \quad (۲۲)$$

که در آن‌ها، X_i داده i ام تئوری، Y_i داده i ام تجربی و N تعداد داده‌ها هستند.

نتایج و بحث

شرایط محیطی

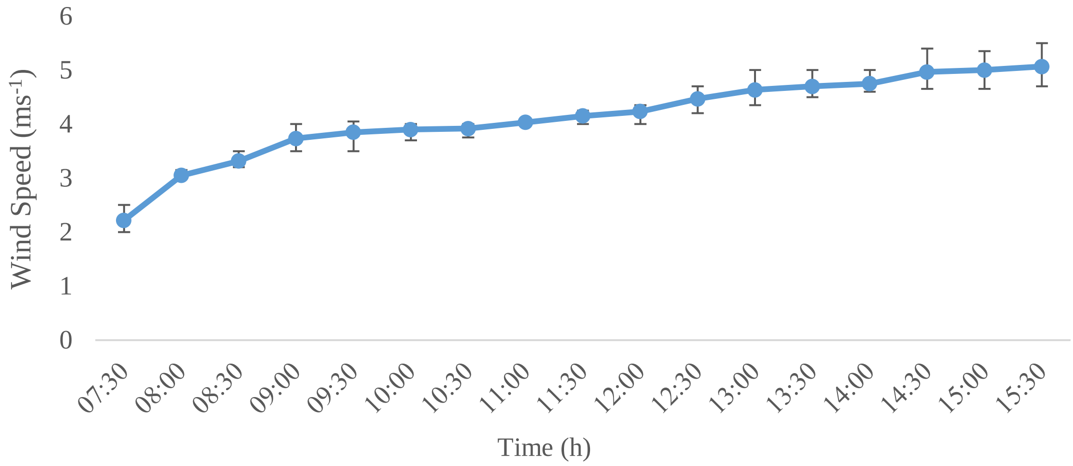
شکل ۴ تغییرات میانگین شدت تابش و دمای محیط، در طول انجام آزمایش‌ها را نشان می‌دهد. با توجه به شکل، شدت تابش، با بالا آمدن خورشید افزایش یافته و در ساعت ۱۱:۳۰ صبح به‌طور میانگین با ۱۰۶۸ وات بر مترمربع به مقدار بیشینه‌ی خود رسیده است. به‌طور میانگین، دمای محیط در طول ساعت‌های آزمایش، بین ۱۲/۷۵ تا ۲۵/۹۳ درجه‌ی سلسیوس متغییر بود. در ساعت ۱۳ بیشینه‌ی دما و درساعت ۷:۳۰ صبح کمینه‌ی آن مشاهده شد.



شکل ٤- تغییرات میانگین شدت تابش و دمای محیط در طول انجام آزمایش‌ها

Fig. 4. Hourly variations of solar irradiance and ambient temperature during the test period

شکل ۵ تغییرات سرعت باد در طول روز را نشان می‌دهد. با توجه به شکل، سرعت باد در ساعت‌های عصر نسبت به صبح بیشتر مشاهده گردید و بیشینه‌ی آن به حدود ۵ متر بر ثانیه در ساعت ۱۵:۳۰ رسید.



شکل ۵- تغییرات میانگین سرعت باد در طول روزهای آزمایش

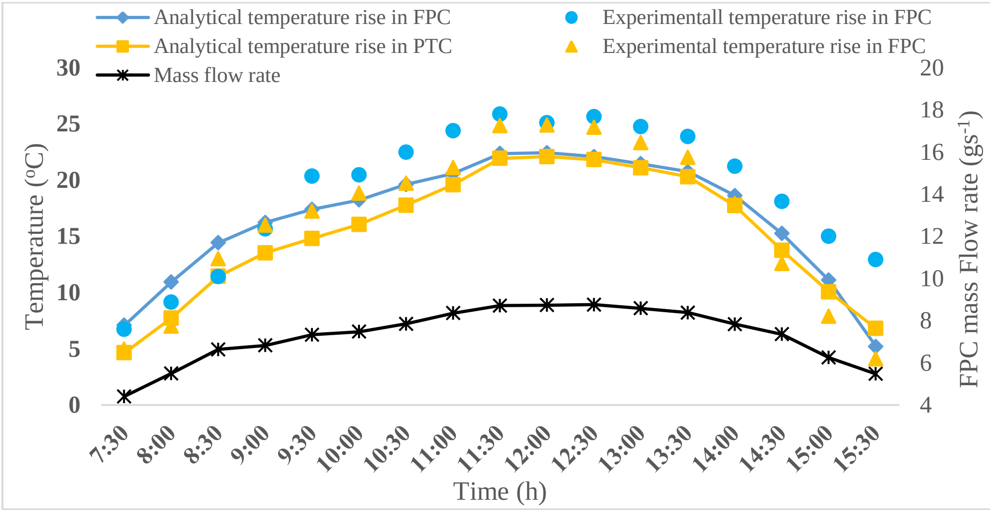
Fig. 5. Hourly variations of wind speed during the test period

بررسی انرژی تولیدی سامانه‌ی گرمایش خورشیدی

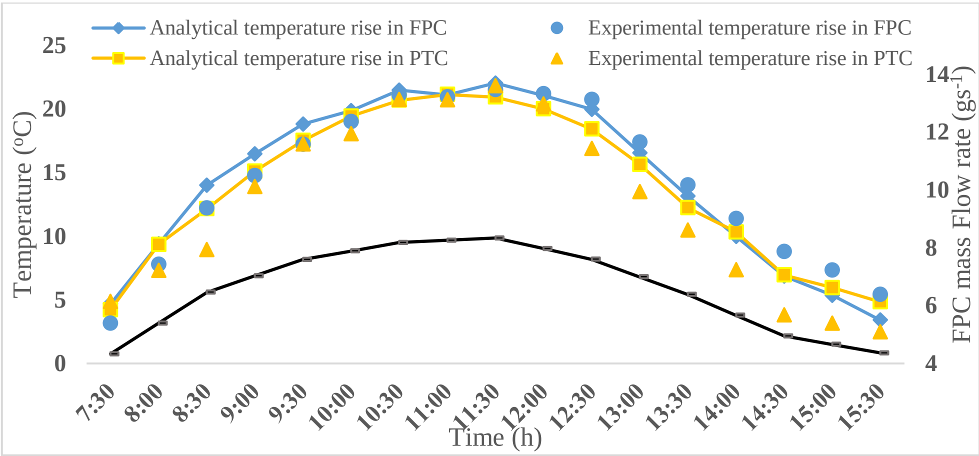
شکل ۶ افزایش دمای سیال عبوری از متمرکزکننده و جمع‌کننده‌ی صفحه تخت به‌صورت تجربی و تئوری و همچنین تغییرات دبی آب عبوری از جمع‌کننده، در سه دبی مختلف عبور سیال حامل حرارت در متمرکزکننده را نشان می‌دهد. در هر سه دبی، با شروع آزمایش و بالا رفتن تدریجی دمای محیط و شدت تابش خورشید، تغییرات دمای سیال و دبی جرمی در جمع‌کننده افزایش یافت. با گذشتن از ساعت‌های میانی روز، منحنی‌های مختلف دارای رفتار کاهشی شدند. در مجموع، بر اساس مشاهدات آزمایش می‌توان گفت، افزایش دمای سیال در جمع‌کننده‌ی صفحه تخت به‌طور میانگین بالاتر از آن در متمرکزکننده بوده است. دلیل این امر را می‌توان به سطح بزرگ‌تر و دبی پایین‌تر سیال در جمع‌کننده و همچنین قرارگیری آن در داخل گلخانه (فضایی با دمای بالاتر از محیط) مربوط دانست. با توجه به شکل ۶ اختلاف دمای سیال ورودی و خروجی در متمرکزکننده، با افزایش دبی جرمی سیال در آن، اندکی کم شد. به طوری‌که، در نهایت، میانگین افرایش دما در سه دبی ۰/۵، ۰/۷۵ و ۱/۵ کیلوگرم بر دقیقه در متمرکزکننده، به‌ترتیب ۱۵/۳۷، ۱۳/۸۱ و ۱۳/۰۸ درجه‌ی سلسیوس مشاهده گردید. از آنجا که افزایش دبی موجب بالارفتن ضریب برداشت و در نتیجه تولید حرارت بیشتر می‌شود، دمای سیال ورودی به متمرکزکننده (به‌دلیل افزایش دمای آب در بخش پایینی مخزن که مبدل حرارتی در آن قرار دارد) افزایش می‌یابد، که این امر موجب کم شدن اختلاف دمای ورودی و خروجی می‌گردد. افزایش دبی سیال عبوری از داخل متمرکزکننده، از طرفی، موجب کاهش اختلاف دمای ورودی و خروجی از جمع‌کننده‌ی صفحه تخت نیز شد. دلیل آن ممکن است افزایش دمای بخش پایینی مخزن و در نتیجه کاهش بازده حرارتی جمع‌کننده به خاطر افزایش دمای سیال ورودی به آن باشد. در این خصوص نتایج مشابهی در منابع پیشین نیز آورده شده است (Jafarkazemi and Ahmadifard, 2013).

با توجه به شکل ۶ بیشترین افزایش دما در متمرکزکننده ۲۳/۶ درجه‌ی سلسیوس، در ساعت ۱۱:۳۰ قبل از ظهر با دبی ۱/۵ کیلوگرم بر دقیقه و برای جمع‌کننده صفحه تخت، بیشینه‌ی اختلاف دما حدود ۲۲/۲ درجه‌ی سلسیوس در ساعت ۱۲ ظهر، مربوط به دبی ۰/۵ کیلوگرم بر دقیقه مشاهده گردید. از آنجا که جریان سیال در جمع‌کننده‌ی صفحه تخت به‌صورت طبیعی و به دلیل تغییر چگالی آن در اثر افزایش دما است، با گذشت زمان تا میانه روز که دمای محیط، شدت تابش خورشید و درنتیجه دمای سطح جمع‌کننده زیاد شد، دبی جریان در جمع‌کننده‌ی صفحه تخت نیز افزایش یافت.

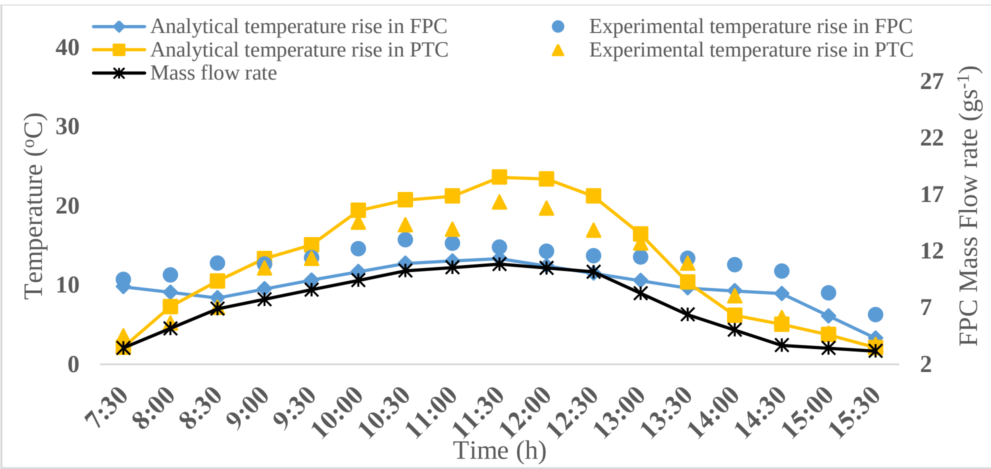
در جدول ۱ مقایسه‌ی آماری دماهای حاصل از محاسبات و داده‌های تجربی، نشان داده شده است. مقدار ضریب همبستگی در متمرکزکننده، بین ۹۶ تا ۹۸ درصد و ریشه میانگین مربعات خطا کمتر از ۰/۰۴۷ حاصل شد. در جمع‌کننده‌ی صفحه تخت، ضریب همبستگی بالای ۹۶ درصد و ریشه میانگین مربعات خطا کمتر از ۰/۰۶ به‌دست آمد، که نشان می‌دهد در مجموع داده تئوری به خوبی قادر به پیش‌بینی نتایج تجربی می‌باشند.



a



b



c

شکل ٦– مقایسه دمای خروجی تئوری و تجربی متمرکزکننده و جمع‌کننده‌ی صفحه تخت و تغییرات دبی جرمی جمع‌کننده در دبی‌های مختلف سیال عبوری از متمرکزکننده ((الف) ۰/۵، (ب) ۰/۷۵ و (ج) ۱/۵ کیلوگرم بر دقیقه)

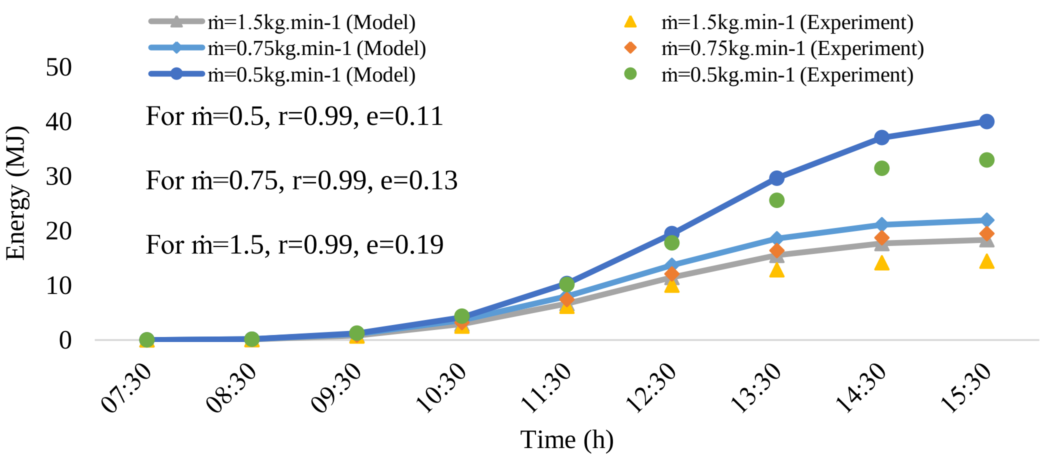
Fig. 6. Analytical and experimental outlet temperatures of the PTC and FPC and mass flow rate of the fluid through the FPC at the different fluid flow rates inside the PTC (a- 0.5, b- 0.75 and c-1.5 kg.min^{-1})

جدول ۱- مقایسه‌ی آماری دماهای خروجی حاصل از محاسبات و داده‌های تجربی برای متمرکزکننده و جمع‌کننده
Table 1- Statistical comparison of analytical and experimental outlet temperatures of the PTC and the FPC

پارامتر Parameter / جمع‌کننده Type of solar collector	Mass flow rate (kg.min^{-1})	معیارهای مقایسه آماری دمای خروجی Statistical comparison criteria for outlet temperatures	
		ضریب همبستگی (r) Correlation Coefficient (r)	ریشه میانگین مربعات خطا (e) Root mean square deviation (e)
PTC متمرکزکننده	0.5	0.96	0.042
	0.75	0.97	0.041
	1.5	0.97	0.047
FPC جمع‌کننده‌ی صفحه تخت	0.5	0.96	0.06
	0.75	0.97	0.027
	1.5	0.97	0.058

شکل ۷ انرژی ذخیره شده در مخزن ذخیره حرارت را در دبی‌های مختلف سیال عبوری از متمرکزکننده نشان می‌دهد. در مجموع با افزایش دبی جریان متمرکزکننده، با اینکه دما خروجی آن افزایش یافته، ذخیره انرژی در مخزن کمتر شده است. علت این امر آن است که با وجود بهبود حرارت تولید شده توسط متمرکزکننده، با بالابردن دبی، بازده حرارتی جمع‌کننده صفحه تخت، کاهش یافته و با در نظر گرفتن سطح بزرگتر جمع‌کننده در مقایسه با متمرکزکننده، این در مجموع، کاهش تولید حرارت سامانه گرمایش را به دنبال داشته است.

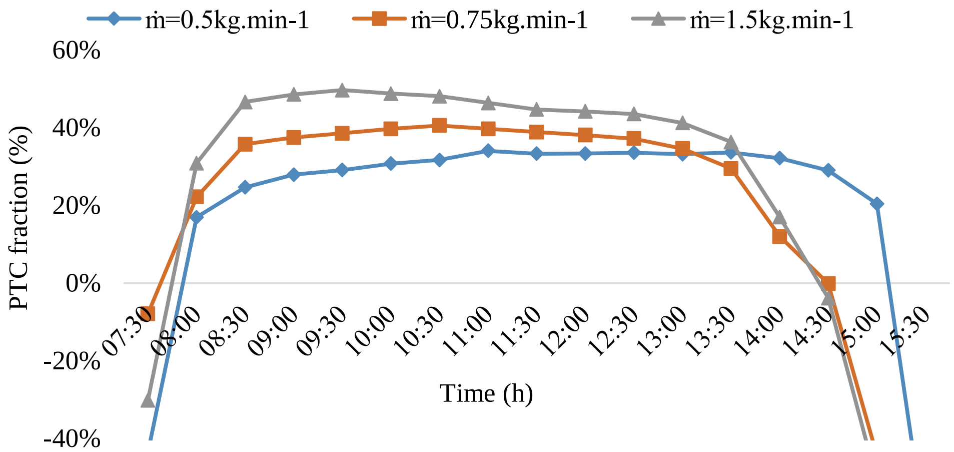
در نهایت، انرژی ذخیره شده‌ی روزانه در مخزن، با دبی‌های ۰/۵، ۰/۷۵ و ۱/۵ کیلوگرم بر دقیقه به‌ترتیب ۴۰/۰۲، ۲۱/۹۳ و ۱۸/۳۷ مگاژول به‌دست آمد. با توجه به شکل ۷، مقایسه آماری داده‌های تجربی و تئوری نشان‌دهنده آن است که نزدیکی مناسبی بین داده‌های محاسباتی و تجربی وجود دارد و می‌توان گفت که محاسبات انجام شده با دقت قابل قبولی قادر به پیش‌بینی انرژی ذخیره شده در مخزن، در شرایط مختلف آزمایش بوده‌اند.



شکل ۷- مقایسه انرژی ذخیره شده در مخزن با دبی‌های مختلف به‌صورت تئوری و تجربی در طول روز
Fig. 7. Analytical and experimental stored energy in the heat storage tank at the different fluid flow rates

تغییرات سهم انرژی تولیدشده توسط متمرکزکننده سهموی خطی با تغییر دبی سیال عبوری از متمرکزکننده، در شکل ۸ آورده شده است. با توجه به شکل، افزایش دبی، موجب افزایش سهم متمرکزکننده در انرژی ذخیره شده، گردید. به طوری که، با افزایش دبی از ۰/۵ به ۱/۵ کیلوگرم بر دقیقه، حدود ۱۲ درصد بهبود در میانگین سهم تولید انرژی متمرکزکننده، مشاهده شد. دلیل این امر را می‌توان این‌گونه بیان کرد که با افزایش دبی سیال عبوری از متمرکزکننده سهموی طبق رابطه (۲) ضریب برداشت افزایش می‌یابد که طبق رابطه (۱) موجب افزایش گرمای تولیدشده توسط متمرکزکننده سهموی و در نتیجه افزایش بازده متمرکزکننده می‌گردد. از طرفی، بهبود بازده متمرکزکننده به دلیل افزایش دمای آب ذخیره شده در مخزن و در نتیجه دمای سیال ورودی به جمع‌کننده‌ی صفحه تخت، باعث کاهش بازده آن می‌شود (Jafari *et al.*, 2017). به عبارت دیگر می‌توان گفت با افزایش دبی متمرکزکننده، از یک سو تولید انرژی آن بهبود یافته و از سوی دیگر بازده انرژی جمع‌کننده‌ی صفحه تخت دچار افت شده است. این دو عامل در مجموع موجب افزایش سهم متمرکزکننده را به دنبال داشت. بیشترین سهم تولید انرژی توسط متمرکزکننده، مربوط به دبی ۱/۵ کیلوگرم بر دقیقه، در

ساعت ۹ صبح با ۵۰ درصد بود. به‌علاوه، همانگونه که در شکل ۸ مشاهده می‌شود، در ساعت‌های اولیه و پایانی آزمایش، سهم انرژی متمرکزکننده منفی شد. به عبارت دیگر، در این ساعت‌ها، متمرکزکننده نقش تلف‌کننده‌ی حرارت را داشته است. دلیل این امر می‌تواند شدت تابش و دمای محیط پایین، افزایش سرعت وزش باد در عصر و در نتیجه تلفات بیشتر در مسیر بین متمرکزکننده و مخزن باشد. در مجموع می‌توان به این نتیجه رسید که در این ساعت‌ها برای ذخیره بیشتر انرژی، بهتر است جریان سیال در داخل متمرکزکننده قطع تا باعث تلف شدن انرژی ذخیره شده نگردد.

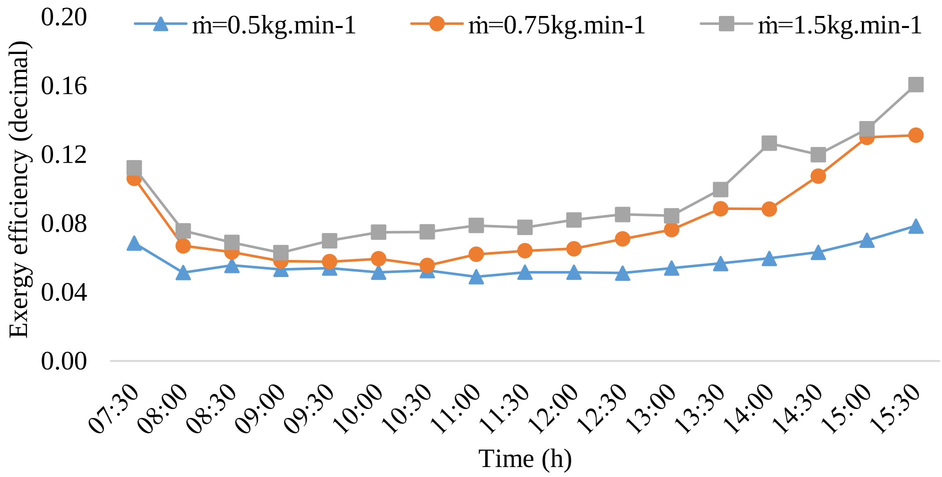


شکل ۸- تغییرات سهم انرژی متمرکزکننده در دبی‌های مختلف سیال عبوری

Fig. 8. Hourly variations of PTC fraction at the different fluid flow rate

بررسی تغییرات اکسرژی سامانه گرمایش خورشیدی

در شکل ۹ تغییرات بازده اکسرژی متمرکزکننده با دبی‌های مختلف نشان داده شده است. با توجه به شکل، میانگین بازده اکسرژی متمرکزکننده با افزایش دبی از ۰/۵ به ۱/۵کیلوگرم بر دقیقه، حدود ۴ درصد افزایش یافت. دلیل این امر را می‌توان افزایش اختلاف دمای ورودی و خروجی متمرکزکننده، با بالا بردن دبی سیال عبوری، در شرایط یکسان دانست. این یافته با گزارش‌های ارائه شده در تحقیقات پیشین مطابقت دارد (Jafarkazemi and Ahmadifard, 2013; Jaramillo *et al.*, 2016). همچنین، بیشترین بازده اکسرژی در دبی ۱/۵ کیلوگرم بر دقیقه برابر ۱۶ درصد بود که در ساعت ۱۵:۳۰ عصر مشاهده شد. در تحقیقی که به منظور مدل‌سازی و بهینه‌سازی عملکرد متمرکزکننده‌ی خورشیدی براساس چهار متغیر دبی جرمی، دمای ورودی، نسبت تمرکز و قطر پوشش شیشه‌ای انجام شد، بازده اکسرژی در حالت بهینه به حدود ۱۸/۶ درصد رسید (Kahrobaian and Malekmohammadi, 2013).

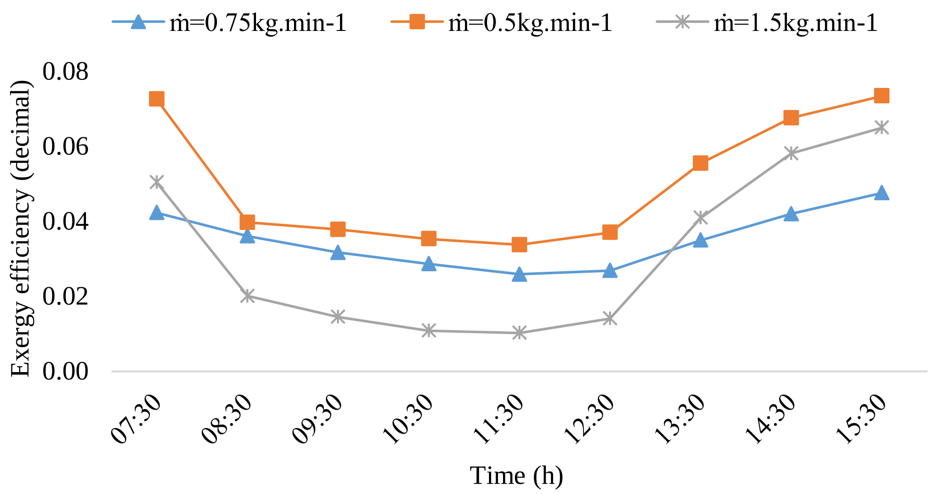


شکل ۹- بازده اکسرژی متمرکزکننده خورشیدی با دبی‌های مختلف سیال عبوری

Fig. 9. Exergy efficiency of the PTC at the different fluid flow rates

شکل ۹ همچنین نشان می‌دهد که بازده اکسرژی در میانه‌ی روز در مقایسه با ابتدای صبح و بعد از ظهر، کم‌تر بوده است. دلیل این امر آن است که تلفات نوری اکسرژی در جمع‌کننده‌های خورشیدی، با افزایش شدت تابش زیاد می‌شود (Padilla *et al.*, 2014). این در نهایت طبق رابطه‌ی (۱۸) موجب کاهش بازده اکسرژی در میانه‌ی روز گردیده است. در تحقیق (Akpinar and Koçyiğit, 2010; Padilla *et al.*, 2014) نیز نتیجه مشابهی گزارش شد.

تغییرات بازده اکسرژی جمع‌کننده صفحه تخت در دبی‌های مختلف سیال عبوری از متمرکزکننده، در شکل ۱۰ نشان داده شده است. با توجه به شکل، مشخص است که بازده اکسرژی جمع‌کننده‌ی صفحه تخت در محدوده‌ی ۱ تا حدود ۷/۲۶ درصد تغییر کرد. مقایسه‌ی شکل‌های ۹ و ۱۰ نشان می‌دهد که، بازده اکسرژی جمع‌کننده‌ی صفحه تخت در مقایسه با متمرکزکننده پایین‌تر بود که می‌تواند به دلیل بیشتر بودن سطح جمع‌کننده‌ی صفحه تخت و در نتیجه اکسرژی ورودی تابشی به آن باشد. همچنین مشخص است که بازده اکسرژی در ساعت‌های میانه‌ی روز پایین‌تر از صبح و عصر بوده که دلیل آن، همان‌گونه که برای متمرکزکننده نیز بیان گردید، بیشتر شدن اکسرژی ورودی در میانه روز به دلیل افزایش شدت تابش خورشید می‌باشد. بازده اکسرژی علاوه بر توان تابشی ورودی خورشید، تحت تأثیر دبی و دمای ورودی و خروجی سیال عبوری است. با توجه به تغییرات متفاوت دبی عبوری از جمع‌کننده، که خود متأثر از دمای کاری جمع‌کننده می‌باشد، نحوه و مقدار تغییرات بازده اکسرژی در طول روز با دبی‌های مختلف سیال عبوری از متمرکزکننده، اندکی متفاوت بوده است. با وجود این، می‌توان گفت که بالاترین بازده اکسرژی جمع‌کننده، در کمترین دبی سیال عبوری از متمرکزکننده مشاهده شد که دلیل اصلی آن افزایش اختلاف دمای سیال خروجی و ورودی به جمع‌کننده باکاهش دبی عبوری از متمرکزکننده، در شرایط یکسان تابش خورشید و دمای محیط می‌باشد.



شکل ۱۰– بازده اکسرژی جمع‌کننده صفحه تخت در دبی‌های مختلف

Fig. 10. Exergy efficiency of the FPC at the different fluid flow rate through the PTC

نتیجه‌گیری

در این تحقیق مدل‌سازی حرارتی سامانه گرمایشی گلخانه مجهز به متمرکزکننده و جمع‌کننده‌ی صفحه– تخت خورشیدی در دبی‌های مختلف و همچنین تحلیل اکسرژی اجزای سامانه انجام شد و نتایج حاصل از مدل‌سازی از نظر آماری با داده‌های تجربی مقایسه گردیدند. نتایج حاصل از تحقیق به‌طور خلاصه عبارتند از:

در حالت کلی افزایش دبی سیال عبوری از متمرکزکننده، دمای خروجی از جمع‌کننده‌ی صفحه–تخت را کاهش می‌دهد. میانگین دماهای خروجی جمع‌کننده صفحه تخت با افزایش دبی از ۰/۵ به ۱/۵ کیلوگرم بر دقیقه، حدود ۶ درجه سلسیوس افت کرد.

افزایش دبی سیال عبوری در متمرکزکننده از ۰/۵ به ۱/۵ کیلوگرم بر دقیقه، همچنین موجب افزایش حدود ۳ درجه سلسیوس در دمای خروجی آن شد.

بیشترین انرژی ذخیره شده در مخزن ۴۰/۰۲ مگاژول در دبی ۰/۵ کیلوگرم بر دقیقه مشاهده گردید.

بازده اکسرژی متمرکزکننده با افزایش دبی از ۰/۵ به ۱/۵ کیلوگرم بر دقیقه، ۴ درصد بهبود داشت. در حالی که، بالاترین بازده

اکسرژی جمع‌کننده صفحه تخت در دبی ۰/۵ کیلوگرم بر دقیقه برابر ۷/۳۵ درصد به‌دست آمد.

سهم متمرکزکننده در ذخیره انرژی به‌طور میانگین کمتر از ۵۰ درصد بود. به عبارت دیگر، می‌توان گفت که جمع‌کننده‌ی صفحه تخت به دلیل قرارگیری در داخل گلخانه و برخورداری از سطح به نسبت بزرگ‌تر، سهم به مراتب بیشتری از تولید انرژی سامانه را برعهده داشته است. اما، باید توجه کرد که، به دلیل محدود بودن فضای در دسترس در داخل گلخانه، شاید امکان افزایش سطح جمع‌کننده‌ی صفحه تخت متناسب با ابعاد گلخانه در مقیاس تجاری وجود نداشته باشد.

References

1. Akpinar, E. K., and F. Koçyiğit. 2010. Energy and exergy analysis of a new flat-plate solar air heater having different obstacles on absorber plates. Applied Energy 87: 3438-3450.
2. Alpuche, M. G., C. Heard, R. Best, and J. Rojas. 2005. Exergy analysis of air cooling systems in buildings in hot humid climates. Applied Thermal Engineering 25: 507-517.
3. Anifantis, A. S., A. Colantoni, and S. Pascuzzi. 2017. Thermal energy assessment of a small scale photovoltaic, hydrogen and geothermal stand-alone system for greenhouse heating. Renewable Energy 103: 115-127.
4. Attar, I. and, A. Farhat. 2015. Efficiency evaluation of a solar water heating system applied to the greenhouse climate. Solar Energy 119: 212-224.
5. Bahrehmand, D., M. Ameri, and M. Gholampour. 2015. Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with forced convection. Renewable Energy 83: 1119-1130.
6. Benli, H., and A. Durmuş. 2009. Performance analysis of a latent heat storage system with phase change material for new designed solar collectors in greenhouse heating. Solar Energy 83: 2109-2119.
7. Bergman, T. L. 2012. Adrienne S. lavine, Frank P. Incropera, David, Introduction to Heat Transfer: John Wiley & Sons. Inc.
8. Bot, G., N. van de Braak, H. Challa, S. Hemming, T. Rieswijk, G. Van Straten, and I. Verlodt. 2005. The solar greenhouse: state of the art in energy saving and sustainable energy supply. Acta Horticulturae 691: 501-508.
9. Bouadila, S., M. Lazaar, S. Skouri, S. Kooli, and A. Farhat. 2014. Assessment of the greenhouse climate with a new packed-bed solar air heater at night, in Tunisia. Renewable and Sustainable Energy Reviews 35: 31-41.
10. Dincer, I., and Y. A. Cengel. 2001. Energy, entropy and exergy concepts and their roles in thermal engineering. Entropy 3: 116-149.
11. Dincer, I., and M. A. Rosen. 2012. Exergy: energy, environment and sustainable development. Newnes.
12. Duffie, J. A., and W. A. Beckman. 1974. Solar energy thermal processes. University of Wisconsin-Madison, Solar Energy Laboratory, Madison, WI. Report no.
13. Dutta Gupta, K., and S. K. Saha. 1990. Energy analysis of solar thermal collectors. Renewable Energy and Environment, Himanshu Publications, New Delhi, India: 283-287.
14. Esen, M., and T. Yuksel. 2013. Experimental evaluation of using various renewable energy sources for heating a greenhouse. Energy and Buildings 65: 340-351.
15. Farahat, S., F. Sarhaddi, and H. Ajam. 2009. Exergetic optimization of flat plate solar collectors. Renewable Energy 34: 1169-1174.
16. Ge, Z., H. Wang, H. Wang, S. Zhang, and X. Guan. 2014. Exergy analysis of flat plate solar collectors. Entropy 16: 2549-2567.
17. Ghosal, M., and G. Tiwari. 2004. Mathematical modeling for greenhouse heating by using thermal curtain and geothermal energy. Solar energy 76: 603-613.
18. Hepbasli, A. 2012. Low exergy (LowEx) heating and cooling systems for sustainable buildings and societies. Renewable and Sustainable Energy Reviews 16: 73-104.
19. Jafari, M., H. Mortezapour, K. Jafari Naeimi, and M. H. Maharlooei. 2017. Performance Investigation of a Solar Greenhouse Heating System Equipped with a Parabolic Trough Solar Concentrator and a Double-Purpose Heat Exchanger. Journal of Agricultural Machinery 7 (2): 364-378. (In Farsi).
20. Jafarkazemi, F., and E. Ahmadifard. 2013. Energetic and exergetic evaluation of flat plate solar collectors. Renewable Energy 56: 55-63.
21. Jaramillo, O., M. Borunda, K. Velazquez-Lucho, and M. Robles. 2016. Parabolic trough solar collector for low enthalpy processes: An analysis of the efficiency enhancement by using twisted tape inserts. Renewable Energy 93: 125-141.
22. Joudi, K. A., and A. A. Farhan. 2014. Greenhouse heating by solar air heaters on the roof. Renewable Energy 72: 406-414.
23. Kahrobaian, A., and H. R. Malekmohammadi. 2013. Exergy Optimization Applied to Linear Parabolic. Journal of Algorithms and Computation 42: 131-144.
24. Kalogirou, S. A. 2013. Solar energy engineering: processes and systems. Academic Press. Elsevier.

25. Kalogirou, S. A., S. Karellas, V. Badescu, and K. Braimakis. 2016. Exergy analysis on solar thermal systems: a better understanding of their sustainability. Renewable Energy 85: 1328-1333.
26. Karsli, S. 2007. Performance analysis of new-design solar air collectors for drying applications. Renewable Energy 32: 1645-1660.
27. Mehrpooya, M., H. Hemmatabady, and M. H. Ahmadi. 2015. Optimization of performance of combined solar collector-geothermal heat pump systems to supply thermal load needed for heating greenhouses. Energy Conversion and Management 97: 382-392.
28. Mortezapour, H., B. Ghobadian, M. Khoshtaghaza, and S. Minaee. 2012. Performance analysis of a two-way hybrid photovoltaic/thermal solar collector. Journal of Agricultural Science and Technology 14: 767-780.
29. Nayak, S., and G. Tiwari. 2008. Energy and exergy analysis of photovoltaic/thermal integrated with a solar greenhouse. Energy and Buildings 40: 2015-2021.
30. Padilla, R. V., A. Fontalvo, G. Demirkaya, A. Martinez, and A. G. Quiroga. 2014. Exergy analysis of parabolic trough solar receiver. Applied Thermal Engineering 67: 579-586.
31. SABA. 2013. Iran Energy Balance Sheet .
32. Santamouris, M., A. Argiriou, and M. Vallindras. 1994. Design and operation of a low energy consumption passive solar agricultural greenhouse. Solar Energy 52: 371-378.
33. Shrivastava, R., V. Kumar, and S. Untawale. 2017. Modeling and simulation of solar water heater: A TRNSYS perspective. Renewable and Sustainable Energy Reviews 67: 126-143.
34. Taki, M., Y. Ajabshirchi, S. F. Ranjbar, A. Rohani, and M. Matloobi. 2017. Evaluation of heat transfer mathematical models and multiple linear regression to predict the inside variables in semi-solar greenhouse . Journal of Agricultural Machinery 7 (1): 204-220. (In Farsi).
35. Tiwari, G. 2003. Greenhouse technology for controlled environment. Alpha Science Int'l Ltd.
36. Utlu, Z., and A. Hepbasli. 2007. A review on analyzing and evaluating the energy utilization efficiency of countries. Renewable and Sustainable Energy Reviews 11: 1-29.

Journal of Agricultural Machinery
Vol. 9, No. 2, Fall - Winter 2019, p. 439-453

نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد ۹، شماره ۲، نیمسال دوم ۱۳۹۸، ص ۴۵۳-۴۳۹

Energy and Exergy Analysis of a Greenhouse Heating System Equipped with a Parabolic Trough Concentrator and a Flat -Plate Solar Collector

A. Ziaaddini[1]- H. Mortezapour[2*]- M. Shamsi[3]- A. Sarafi[4]

Received: 22-06-2017
Accepted: 02-12-2017

Introduction

Greenhouse cultivation has been increased in response to population growth, reduction in available supplies and arable lands and raising the standards of living. The quality and quantity of the products are profoundly affected by the greenhouse temperature. Therefore, providing an appropriate heating system is an elementary requirement for greenhouse cultivation. A number of factors such as glazing material, greenhouse configuration, product type, and climate conditions should be considered to design a greenhouse heating system.

Due to the environmental concerns associated with the fossil fuels, renewable energy-powered heating systems such as geothermal, solar and biomass- are increasingly considered as the alternative or supplementary to the traditional fossil fuel heating equipment in greenhouses. In this way, a number of researchers have developed different greenhouse heating systems to reduce fossil fuel consumption. In Iran, because of appropriate available solar irradiance, the solar heating systems can be efficiently employed for greenhouse cultivation.

A compound solar greenhouse heating system was experimentally and analytically investigated in the present study. To verify the obtained heat transfer equations, a set of experiments were carried out at Biosystems Engineering Campus of the Shahid Bahonar University of Kerman.

Material and Methods

The designed system was comprised of a Parabolic Trough solar Collector (PTC), a dual-purpose modified Flat Plate solar Collector (FPC) and a heat storage tank. The modified FPC was located inside the greenhouse to act as a heat exchanger to transfer the stored heat to the greenhouse atmosphere during the night. The FPC also collects the solar radiations during the sunshine hours to enhance the thermal energy generation. Heat transfer equations of the PTC and the FPC were written and the useful energy gain of the heating system was determined at the quasi-static condition during the day. Experimental verification of the analytical models was conducted using regression coefficient (r) and root mean square percent deviation (e) criteria as follows:

$$r = \frac{n\sum X_i Y_i - (\sum X_i)(\sum Y_i)}{\sqrt{n\sum X_i^2 - (\sum X_i)^2}\sqrt{n\sum Y_i^2 - (\sum Y_i)^2}} \quad (1)$$

$$e = \sqrt{\frac{\sum (e_i)^2}{n}} \quad (2)$$

where

$$e_i = \frac{X_i - Y_i}{X_i} \quad (3)$$

where X_i and Y_i are respectively the *ith* analytical and experimental data and *n* shows the number of observations.

Exergy analysis of the PTC and the FPC were carried out and the effect of the different fluid flow rates through the PTC on the exergy efficiency of the different components was investigated using the experimental data.

1- Postgraduate Student in Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agriculture, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran
2- Assistant Prof. in Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agriculture, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran
3- Associate Prof. in Department of Biosystems Engineering, Faculty of Agriculture, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran
4- Associate Prof. in Department of Chemistry Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran
(*- Corresponding Author Email: h.mortezapour@uk.ac.ir)

Results and Discussion

Increasing the fluid flow rate increased outlet temperature of the PTC due to the increase in heat removal factor and inlet temperature; whereas, caused a reduction in outlet temperature of the FPC. Since the thermal efficiency of the PTC improved with the fluid flow rate, the PTC fraction enhanced when the flow rate increased from 0.5 to 1.5 kg min^{-1}. However, the PTC fraction values were less than 50% and sometimes have dropped below zero.

The exergy efficiency of the PTC improved with increasing the flow rate. The reason was that the difference between the inlet and outlet temperatures of the PTC increased with the flow rate at the similar conditions of solar irradiance and ambient temperature. The highest exergy efficiency of the FPC was observed at the flow rate of 0.5 kg min^{-1}.

Conclusions

The results of the study revealed that:

- There was a suitable agreement between the obtained analytical expressions and the experimental data based on root mean square percent deviation and regression coefficient criteria.
- The highest stored energy in the tank was around 40.02 MJ at the flow rate of 0.5 kg min^{-1}.
- Increasing the flow rate improved the PTC exergy efficiency.

Keywords: Exergy efficiency, Experimental verification, Heat transfer, Parabolic trough solar collector, Stored energy